

高い横加速度で旋回中の車両の 操舵応答の解析モデル

Analytical Model of Vehicle's Steering Response
During Circular Turning with Higher Lateral Acceleration

古 川 修* 佐 野 彰 一**
Yoshimi Furukawa Shoichi Sano

要 旨

高い横加速度を伴う円旋回中の車両の操舵応答を、等価コーナリングパワの概念を用いて、準線形的に取扱う解析モデルを導いた。

車両の応答特性の評価パラメータとして、上記走行条件での等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間を求め、さらに、円旋回中に微小な操舵を加えたときの車両に「残されているヨーモーメント」という新しい概念の評価も試み、高い横加速度を伴う円旋回中の車両の操舵応答が、解析的に予測できることを示した。

さらに、この手法を用いて、後輪をハンドル角に対して非線形に制御する4WSと線形に制御する4WSの操舵応答が横加速度の増加とともにどのように変化するかを検討した。

その結果、非線形制御4WSは線形制御4WSに比べてより高い横加速度域まで、等価ヨー角速度ゲインの低下、等価ヨー応答時間の増加、残存ヨーモーメントの減少がいずれも少なく、旋回時に感度の高いヨー応答が得られることが、定量的に明らかにできた。

ABSTRACT

A quasi-linear analytical model of steering response of a vehicle during circular turning with higher lateral acceleration was made with the concept of equivalent cornering stiffness.

We obtained an equivalent yaw rate gain and an equivalent yaw response time for evaluating a vehicle's response under such a driving condition and also defined a new evaluation parameter called the 'residual yaw moment' which determined yaw response to small steering perturbation under the same driving condition. With these findings, it proved that the steering response under such a driving condition was predictable by using this analysis.

Based on this method, we examined how the response characteristics of two types of 4WS systems, one with nonlinear rear steer control and the other with linear rear steer control, would vary as lateral acceleration increased.

The findings indicate that, compared to the linear 4WS, the nonlinear 4WS can ensue a smaller decline in equivalent yaw rate gain, a less increase in equivalent yaw response time and a smaller decrease in residual yaw moment up to a higher range of lateral acceleration.

1. まえがき

車両の操舵応答特性は、直進に近い走行状態と高い横加速を伴う円旋回状態では異なる。これは主として、横加速度が大きくなってくると、タイヤの横すべり角に対して発生する横力が飽和し、また同時にロール運動に伴って左右輪の接地荷重

移動が大きくなり、タイヤの発生する横力の左右輪和が減少することによる。このようなタイヤの非線形な力学特性を考慮に入れて車両運動を数学モデルで記述しようとする、かなり複雑な非線形多自由度モデルとなるため、高い横加速度を伴う円旋回時の操舵応答の数学モデルによる解析は、

* 和光研究センター

** 栃木研究所

最近になってわずかの研究者による試み⁽¹⁾が始められたばかりであり、この走行条件での操安性評価につながる体系的な解析手法はまだ確立されていない。

本論文は、車両の設計パラメータと横加速度によって定まる等価コーナリングパワの概念を用いて、高い横加速度を伴う円旋回での微小なステアリング操舵に対する車両の応答を準線形的に取扱って、直進に近い走行状態と同様の単純な2自由度モデルに帰着させる解析手法を提案するものである。車両の応答特性の評価パラメータとして、円旋回状態での等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間を求め、さらに、円旋回中に微小操舵に対して車両がヨー運動を行える余力がどの程度残っているかを評価する目安として、すでに筆者等が提案していた⁽²⁾残存ヨーモーメントを用いて4WS(四輪操舵)の後輪実舵角の制御方法の違いが操舵応答に及ぼす影響を定量的に明らかにする。

2. 高い横加速度を伴う円旋回での車両運動の準線形解析

前進速度 U_0 が一定とみなせる車両の運動は、次式のヨー角速度 r と横加速度 $\ddot{y}$ を状態変数とする2自由度の運動方程式で基本的に記述できる。

$$I_z \frac{dr}{dt} = F_f(\alpha_f)a - F_r(\alpha_r)b \quad (1)$$

$$m\ddot{y} = F_f(\alpha_f) + F_r(\alpha_r) \quad (2)$$

但し、 F_f 、 F_r : 前後輪横力(左右の和)、 α_f 、 α_r : 前後輪タイヤ横すべり角。

横加速度 $\ddot{y}$ がそれほど大きくない範囲では、よく知られているように前後輪の横力は次式のようにタイヤ横すべり角に比例しているとみなせるので、(1)、(2)式の運動方程式は線形となる。

$$F_f(\alpha_f) = C_f \alpha_f \quad (3)$$

$$F_r(\alpha_r) = C_r \alpha_r \quad (4)$$

但し、 C_f 、 C_r : 前後輪のコーナリングパワ(左右和)、

前後輪タイヤ横すべり角 α_f 、 α_r は、前後輪転舵角をそれぞれ δ_f 、 δ_r 、車体横すべり角を β として、

$$\alpha_f = \delta_f - \beta - \frac{a}{U_0} r, \quad \alpha_r = \delta_r - \beta + \frac{b}{U_0} r \quad (5)$$

$$\ddot{y} = U_0 \left(r + \frac{d\beta}{dt} \right) \quad (6)$$

の関係がある。(1)～(6)式を整理すると、状態変数を r 、 β にとった次の状態方程式が得られる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} r \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ \beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (7)$$

次に大きな横加速度を伴う円旋回時の釣り合い状態でのヨー角速度、横加速度、前後輪横力、前後輪タイヤ横すべり角をそれぞれ r_0 、 $\ddot{y}_0$ 、 F_{f0} 、 F_{r0} 、 α_{f0} 、 α_{r0} とすると、(1)、(2)式は次のようになる。

$$F_{f0}a - F_{r0}b = 0 \quad (8)$$

$$F_{f0} + F_{r0} = m\ddot{y}_0 \quad (9)$$

この釣り合い状態で前後輪に微小操舵 $\Delta\delta_f$ 、 $\Delta\delta_r$ を加えたときの微小擾乱を Δr 、 $\Delta\ddot{y}$ 、 $\Delta\beta$ 、 ΔF_f 、 ΔF_r 、 $\Delta\alpha_f$ 、 $\Delta\alpha_r$ で表し、

$r = r_0 + \Delta r$ 、 $F_f = F_{f0} + \Delta F_f$ 、 $F_r = F_{r0} + \Delta F_r$ 、 $\ddot{y} = \ddot{y}_0 + \Delta\ddot{y}$ を(1)、(2)に代入すると、(8)、(9)の関係を用いて次式が得られる。

$$I_z \frac{d}{dt} (\Delta r) = \Delta F_f a - \Delta F_r b \quad (10)$$

$$m\Delta\ddot{y} = \Delta F_f + \Delta F_r \quad (11)$$

また、(5)、(6)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta\alpha_f &= \Delta\delta_f - \Delta\beta - \frac{a}{U_0} \Delta r, \\ \Delta\alpha_r &= \Delta\delta_r - \Delta\beta + \frac{b}{U_0} \Delta r \end{aligned} \quad (12)$$

$$\Delta\ddot{y} = U_0 \left\{ \Delta r + \frac{d}{dt} (\Delta\beta) \right\} \quad (13)$$

$\Delta\alpha_f$ 、 $\Delta\alpha_r$ は微小であるから、 ΔF_f 、 ΔF_r は、

$$\Delta F_f = \frac{\partial F_f}{\partial \alpha_f} \cdot \Delta\alpha_f, \quad \Delta F_r = \frac{\partial F_r}{\partial \alpha_r} \cdot \Delta\alpha_r \quad (14)$$

とみなせる。ここで、

$$\begin{aligned} C_f^*(\ddot{y}_0) &= \left(\frac{\partial F_f}{\partial \alpha_f} \right) \ddot{y} = \ddot{y}_0 \\ C_r^*(\ddot{y}_0) &= \left(\frac{\partial F_r}{\partial \alpha_r} \right) \ddot{y} = \ddot{y}_0 \end{aligned} \quad (15)$$

とおくと、

$$\Delta F_f = C_f^*(\ddot{y}_0) \Delta \alpha_f \quad (16)$$

$$\Delta F_r = C_r^*(\ddot{y}_0) \Delta \alpha_r \quad (17)$$

(10)～(13)、(16)、(17)式は、(1)～(6)式と全く同じ構造をしており、(3)、(4)式の前後輪タイヤのコーナリングパワ C_f 、 C_r を(15)式で示す $C_f^*(\ddot{y}_0)$ 、 $C_r^*(\ddot{y}_0)$ で置きかえたものになっている。そこで、(15)式で定義される $C_f^*(\ddot{y}_0)$ 、 $C_r^*(\ddot{y}_0)$ を定常横加速度 $\ddot{y}_0$ における等価コーナリングパワと呼ぶことにする。車両の微小運動は、状態方程式(7)においてマトリックス係数に含まれる前後輪タイヤのコーナリングパワ C_f 、 C_r のかわりに、この等価コーナリングパワ $C_f^*(\ddot{y}_0)$ 、 $C_r^*(\ddot{y}_0)$ を用いて、準線形システムとして取り扱うことができる。

3. 等価コーナリングパワの導出

タイヤの横すべり角 α_i に対する横力 F_i の非線形性を次式の二次関数で近似する。⁽¹⁾

$$F_i = C_i \alpha_i - \frac{C_i^2}{4\mu_i W_i} \alpha_i^2 \quad (17)$$

$i = 1, 2, 3, 4$ は前後、左右の車輪の位置を示し、1:左前、2:右前、3:左後、4:右後とする。 C_i および μ_i は接地荷重 W_i に、次式のように非線形に依存していると仮定する。

$$C_i = e_0 W_i - e_1 W_i^2 \quad (18)$$

$$\mu_i = \mu_0 - f W_i \quad (19)$$

前後輪の横力の左右和は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} F_f &= F_1 + F_2 \\ &= (C_1 + C_2) \alpha_f - \left(\frac{C_1^2}{4\mu_1 W_1} + \frac{C_2^2}{4\mu_2 W_2} \right) \alpha_f^2 \quad (20) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_r &= F_3 + F_4 \\ &= (C_3 + C_4) \alpha_r - \left(\frac{C_3^2}{4\mu_3 W_3} + \frac{C_4^2}{4\mu_4 W_4} \right) \alpha_r^2 \quad (21) \end{aligned}$$

前後輪の左右接地荷重移動をそれぞれ ΔW_f 、 ΔW_r とすると、

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{W_f}{2} - \Delta W_f, \quad W_2 = \frac{W_f}{2} + \Delta W_f, \\ W_3 &= \frac{W_r}{2} - \Delta W_r, \quad W_4 = \frac{W_r}{2} + \Delta W_r \end{aligned} \quad (22)$$

(18)、(19)、(22)式を(20)式に代入して、二次以上の微小量を省略して整理すれば、前輪横力 F_f が次のように求まる。

$$F_f = C_f \alpha_f - \frac{C_f}{4\mu_f W_f} \alpha_f^2 \quad (23)$$

但し、 $C_f = C_{f0} \left(1 - \frac{2e_1}{C_{f0}} \Delta W_f^2 \right)$ (24)

$$\mu_f = \mu_{f0} \left(1 - \frac{2f}{\mu_{f0}} \Delta W_f^2 \right) \quad (25)$$

C_{f0} 、 μ_{f0} は直進時 $\ddot{y}_0 = 0$ での前輪タイヤのコーナリングパワと摩擦係数で、

$$C_{f0} = e_0 W_f - \frac{1}{2} e_1 W_f^2, \mu_{f0} = \mu_0 - \frac{1}{2} f W_f \quad (26)$$

後輪横力 F_r も全く同様に

$$F_r = C_r \alpha_r - \frac{C_r}{4\mu_r W_r} \alpha_r^2 \quad (27)$$

但し、 $C_r = C_{r0} \left(1 - \frac{2e_1}{C_{r0}} \Delta W_r^2 \right)$ (28)

$$\mu_r = \mu_{r0} \left(1 - \frac{2f}{\mu_{r0}} \Delta W_r^2 \right) \quad (29)$$

$$C_{r0} = e_0 W_r - \frac{1}{2} e_1 W_r^2, \mu_{r0} = \mu_0 - \frac{1}{2} f W_r \quad (30)$$

前後車軸のロール剛性配分とロールセンタ高をそれぞれ ξ_f 、 ξ_r 、 h_{uf} 、 h_{ur} とすると、前後輪タイヤの左右接地荷重移動はそれぞれ

$$\Delta W_f = \left(\xi_f \frac{h_s}{d_f} + \frac{b}{\ell} \frac{h_{uf}}{d_f} \right) m_s \ddot{y}_0 \quad (31)$$

$$\Delta W_r = \left(\xi_r \frac{h_s}{d_r} + \frac{a}{\ell} \frac{h_{ur}}{d_r} \right) m_s \ddot{y}_0 \quad (32)$$

となる。但し、 h_s は重心のロールセンタ軸からの高さ、 d_f 、 d_r は前後輪のトレッド、 m_s は車体のバネ上質量を表す。いま、

$$h = h_s + \frac{b}{\ell} h_{uf} + \frac{a}{\ell} h_{ur} \quad (33)$$

$$\xi_f' = \xi_f \frac{h_s}{h} + \frac{b}{\ell} \frac{h_{uf}}{h} \quad (34)$$

$$\xi_r' = \xi_r \frac{h_s}{h} + \frac{a}{\ell} \frac{h_{ur}}{h} \quad (35)$$

と置くと、

$$\xi_f' h = \xi_f h_s + \frac{b}{\ell} h_{uf} \quad (36)$$

$$\xi_r' h = \xi_r h_s + \frac{a}{\ell} h_{ur} \quad (37)$$

かつ、

$$\xi_f' + \xi_r' = 1 \quad (38)$$

(31)、(32)式は、

$$\Delta W_f = \xi_f' \frac{h}{d_f} m_s \ddot{y}_o \quad (39)$$

$$\Delta W_r = \xi_r' \frac{h}{d_r} m_s \ddot{y}_o \quad (40)$$

となり、 ξ_f' 、 ξ_r' はロールセンタ高の影響も含めた等価ロール剛性配分とみなすことができる。(39)式を(24)、(25)式へ、(40)式を(28)、(29)式へ代入すると、

$$C_f = C_{fo}(1 - p_f \ddot{y}_o^2) \quad (41)$$

$$\mu_f = \mu_{fo}(1 - q_f \ddot{y}_o^2) \quad (42)$$

$$C_r = C_{ro}(1 - p_r \ddot{y}_o^2) \quad (43)$$

$$\mu_r = \mu_{ro}(1 - q_r \ddot{y}_o^2) \quad (44)$$

但し、

$$p_f = \frac{2e_1}{C_{fo}} \left(\xi_f' \frac{h}{d_f} m_s \right)^2, p_r = \frac{2e_1}{C_{ro}} \left(\xi_r' \frac{h}{d_r} m_s \right)^2 \quad (45)$$

$$q_f = \frac{2f}{\mu_{fo}} \left(\xi_f' \frac{h}{d_f} m_s \right)^2, q_r = \frac{2f}{\mu_{ro}} \left(\xi_r' \frac{h}{d_r} m_s \right)^2 \quad (46)$$

等価コーナリングパワは(23)、(27)式と、

$$F_f = \frac{W_f}{g} \ddot{y}_o, F_r = \frac{W_r}{g} \ddot{y}_o \quad (47)$$

の関係を用いて、安部の手法⁽¹⁾に従って、次のように求まる。

$$\begin{aligned} C_f^*(\ddot{y}_o) &= \frac{\partial F_f}{\partial \alpha_f} = C_f - \frac{C_f^2}{2\mu_f W_f} \alpha_f \\ &= C_f \left(1 - \frac{\ddot{y}_o}{\mu_f g} \right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} C_r^*(\ddot{y}_o) &= \frac{\partial F_r}{\partial \alpha_r} = C_r - \frac{C_r^2}{2\mu_r W_r} \alpha_r \\ &= C_r \left(1 - \frac{\ddot{y}_o}{\mu_r g} \right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (49)$$

即ち、

$$C_f^*(\ddot{y}_o) = C_{fo} \left(1 - p_f \ddot{y}_o^2 \right) \left(1 - \frac{\ddot{y}_o}{\mu_f g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (50)$$

$$C_r^*(\ddot{y}_o) = C_{ro} \left(1 - p_r \ddot{y}_o^2 \right) \left(1 - \frac{\ddot{y}_o}{\mu_r g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (51)$$

(50)、(51)式は、定常横加速度 $\ddot{y}_o$ が大きくなるとともに等価コーナリングパワは小さくなるという物理現象を記述したものとなっている。

1200kg程度の質量の乗用車を一例として、(50)、(51)式に基いて定常横加速度 $\ddot{y}_o$ に対する前後輪タイヤのコーナリングパワ C_f^* 、 C_r^* を求めると、図1に示ようになる。

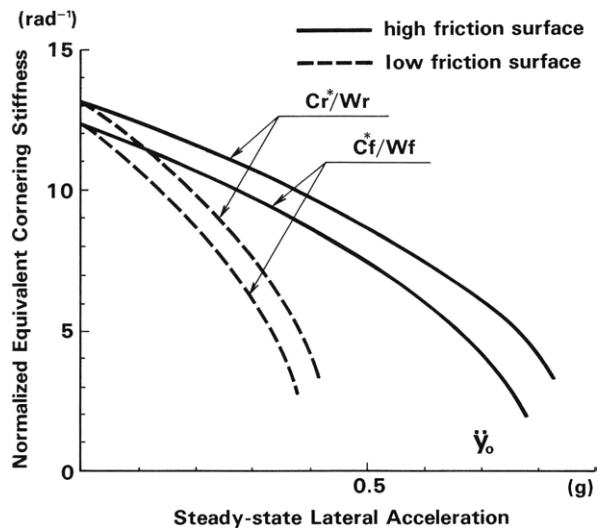


図1 定常円旋回中の正規化された等価コーナリングパワ

このように等価コーナリングパワ C_f^* 、 C_r^* が求まれば、直進に近い走行状態と全く同様にして、円旋回時の操舵応答特性を定量的に議論することが可能となる。例えば、円旋回時の等価スタビリティファクタを

$$K^* = \frac{C_r^* b - C_f^* a}{C_f^* C_r^* \ell^2} m \quad (52)$$

と定義することができる。

$$p_f \doteq p_r = p, \mu_f \doteq \mu_r = \mu$$

とみなせ、かつ横加速度 $\ddot{y}_o$ がそれほど大きくないときには、

$$\begin{aligned}
 K^* &= \frac{C_{r0}b - C_{f0}a}{C_{f0}C_{r0}\ell^2} m \cdot \frac{1}{(1 - p\ddot{y}_o^2) \left(1 - \frac{\ddot{y}_o}{\mu g}\right)^{\frac{1}{2}}} \\
 &= K_o(1 + p\ddot{y}_o^2) \left(1 + \frac{\ddot{y}_o}{2\mu g}\right) \\
 &= K_o \left(1 + \frac{1}{2\mu g} \ddot{y}_o + p\ddot{y}_o^2\right) \quad (53)
 \end{aligned}$$

但し、

$$K_o = \frac{C_{r0}b - C_{f0}a}{C_{f0}C_{r0}\ell^2} m$$

(53)式は、この例のタイヤ特性では、定常横加速度 $\ddot{y}_o$ が大きくなるにつれ、等価スタビリティファクタ K^* は大きくなり、車両のアンダステア特性が強くなることを示している。実際図1で示した等価コーナリングパワ C_f^* 、 C_r^* を用いて、(52)式より等価スタビリティファクタを求めると、図2 のようになる。

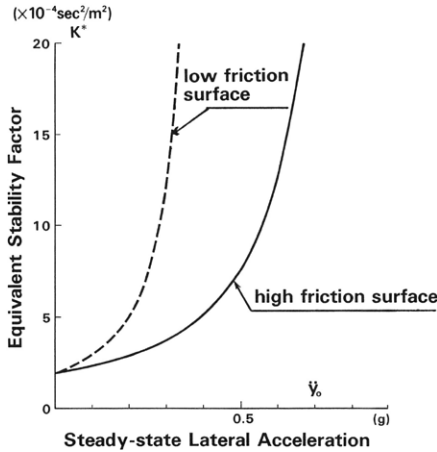


図2 定常円旋回中の等価スタビリティファクタ

4. 4WS の後輪転舵角の 非線形制御の効果

舵角応動型 4WS では、直進に近い走行条件では遅れの少ない横加速度応答特性をもち、旋回走行では感度の高いヨー応答特性を合せてもたせるために、図3 に示すように後輪の前輪に対する転舵比 k をハンドル角が大きくなるに従って小さくする非線形な制御を行っている。⁽²⁾ この、後輪転舵角の非線形制御が高い横加速度を伴う円旋回時のヨー応答に及ぼす影響について、本解析手法を用いて定量的に検討する。

4WS の操舵に対する横加速度とヨー角速度の応答はそれぞれ次の伝達関数で記述できる。

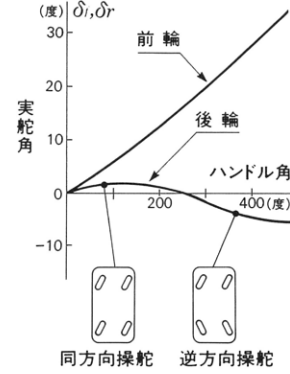


図3 非線形 4WS の転舵特性

$$G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(S) = G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(O) \frac{1 + (I + \lambda_1)T_1S + (I + \lambda_2)T_2S^2}{1 + \frac{2\xi}{\omega_n}S + \frac{1}{\omega_n^2}S^2} \quad (54)$$

$$G_{\delta sw}^r(S) = G_{\delta sw}^r(O) \frac{1 + (I + \lambda_r)TrS}{1 + \frac{2\xi}{\omega_n}S + \frac{1}{\omega_n^2}S^2} \quad (55)$$

$$\text{但し、} G_{\delta sw}^{\ddot{y}}(O) = \frac{1-k}{n} \cdot \frac{U_o^2}{\ell(1 + K^*U_o^2)}$$

$$\lambda_1 = \frac{\ell}{b} \cdot \frac{k}{1-k}, \quad \lambda_2 = \frac{C_f^* + C_r^*}{C_f^*} \cdot \frac{k}{1-k}$$

$$T_1 = \frac{b}{U_o}, \quad T_2 = \frac{I_z C_r^*}{\ell}$$

$$\frac{2\xi}{\omega_n} = \frac{(C_f^* a^2 + C_r^* b^2)m + (C_f^* + C_r^*)I_z}{C_f^* C_r^* \ell^2}$$

$$\cdot \frac{U_o}{1 + K^*U_o^2} \quad (56)$$

$$\frac{1}{\omega_n} = \frac{I_z m}{C_f^* C_r^* \ell^2} \cdot \frac{U_o^2}{1 + K^*U_o^2}$$

$$G_{\delta sw}^r(O) = \frac{1-k}{n} \cdot \frac{U_o}{\ell(1 + K^*U_o^2)}$$

$$\lambda_r = -\frac{C_r^* b - C_f^* a}{C_f^* a} \cdot \frac{k}{1-k}$$

$$Tr = \frac{ma}{C_r^* \ell} U_o$$

(54)式から、直進に近い走行時に横加速度の位相遅れを減少させるには、 $\lambda_1 > 0$ 、 $\lambda_2 > 0$ より $0 < k < 1$ 、即ち後輪を前輪と同方向に転舵する

ことが必要である。

一方、旋回走行時にヨー応答の感度を高めるには、横加速度的増加に伴い、ヨー角速度ゲインの低下とヨー応答時間の増加を抑制するように前後転舵比 k を可変にする必要がある。ヨー角速度ゲインとヨー応答時間を、等価コーナリングパワ C_f^* 、 C_r^* で $P_f = P_r = P$ 、 $\mu_f = \mu_r = \mu$ の仮定のもとで求め、前後転舵比 k の望ましい調整法を検討する。

等価ヨー角速度ゲインは、(53)、(56)式より

$$\begin{aligned} G_{\delta sw}^r(O) &= \frac{1-k}{n} \cdot \frac{U_o}{\ell \left\{ 1 + K_o \left(1 + \frac{1}{2\mu g} \ddot{y}_o + p \ddot{y}_o^2 \right) U_o^2 \right\}} \\ &= \frac{U_o}{n \ell (1 + K_o U_o^2)} (1-k) \left[1 - \frac{K_o U_o^2}{1 + K_o U_o^2} \left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g} + p \ddot{y}_o^2 \right) \right] \\ &= G_{\delta sw}^r(O)_{\ddot{y}_o=0} \cdot (1-k) \left[1 - \frac{K_o U_o^2}{1 + K_o U_o^2} \left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g} + p \ddot{y}_o^2 \right) \right] \end{aligned} \quad (57)$$

等価ヨー応答時間 T_e は、

$$T_e = \frac{1}{\omega_n^2 (1 + \lambda_r) T_r} \quad (58)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega_n^2} &= \frac{I_z m}{C_f^* C_r^* \ell^2} \cdot \frac{U_o^2}{1 + K^* U_o^2} \\ &= \frac{1}{\omega_{no}^2} \cdot \left[1 + \frac{2 + K U_o^2}{1 + K U_o^2} \left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g} + p \ddot{y}_o^2 \right) \right] \end{aligned} \quad (59)$$

$$\begin{aligned} \text{但し、} \quad \frac{1}{\omega_{no}^2} &= \frac{I_z m U_o^2}{C_{fo} C_{ro} \ell^2 (1 + K^* U_o^2)} \\ 1 + \lambda_r &= 1 - \frac{C_r^* b - C_f^* a}{C_f^* a} \cdot \frac{k}{1-k} \\ &= 1 - \frac{C_{ro} b - C_{fo} a}{C_{fo} a} \cdot \frac{k}{1-k} \end{aligned} \quad (60)$$

$$T_r = \frac{ma}{C_r^* \ell} U_o = T_{ro} \left(1 + \frac{\ddot{y}_o}{2\mu g} + p \ddot{y}_o^2 \right) \quad (61)$$

$$\text{但し、} \quad T_{ro} = \frac{ma}{C_{ro} \ell} U_o$$

(58)～(61)式より、

$$\begin{aligned} T_e &= \frac{1}{\omega_{no}^2 T_{ro}} \left(1 + \frac{C_{ro} b - C_{fo} a}{C_{fo} a} \cdot \frac{k}{1-k} \right) \\ &\quad \times \left[1 + \frac{1}{1 + K^* U_o^2} \left(\frac{\ddot{y}_o}{2\mu g} + p \ddot{y}_o^2 \right) \right] \end{aligned} \quad (62)$$

(57)、(62)式から、横加速度が増加すると等価ヨー角速度ゲインは低下し、等価ヨー応答時間は増加することがわかる。これを抑制するには、横加速度 $\ddot{y}_o$ の増加とともに前後輪転舵比 k を小さくする非線形な制御が必要ながわかる。

(48)、(49)、(56)式を用いて、等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間について、図3に示した非線形4WSとその中立付近の前後輪転舵比を持つ線形4WSの違いを調べる。

定常横加速度が $\ddot{y}_o$ となる旋回状態での前後輪転舵比 k は、(48)、(49)式を用いて前後輪タイヤ横すべり角を求め、次式により $\delta_f - \delta_r$ を定めることによって求められる。

$$\delta_f - \delta_r = \frac{\ell}{U_o^2} \ddot{y}_o + \alpha_f - \alpha_r \quad (63)$$

車速 40km/h で高い摩擦係数の路面を走行したときの等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間を、非線形4WSと線形4WSそれぞれについて求めると図4のようになる。線形4WSは横加速度が増加するとともに、等価ヨー角速度ゲインは低下し、等価ヨー応答時間は増加するが、非線形

NL-4WS：非線形4WS

L-4WS：線形4WS

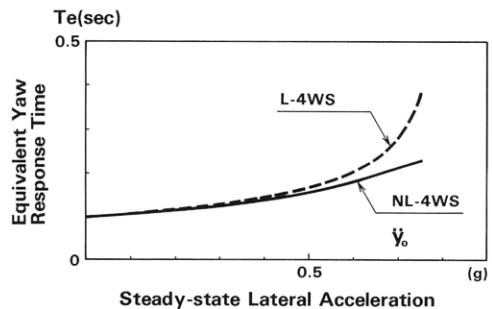
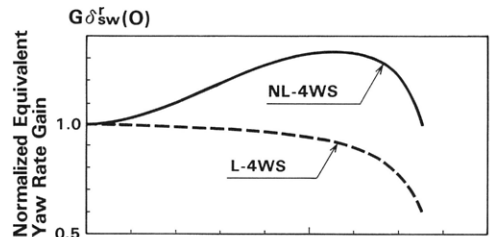


図4 定常円旋回中のヨー応答
($U_o = 40\text{km/h}$ 、高摩擦係数路面)

4WS ではこの傾向が少なくなり、高い横加加速度までヨー応答の感度を高く保てる。図5 に車速が 80km/h の場合、図6 に車速が 40km/h で路面の

摩擦係数が低い場合の等価ヨー角速度ゲインと等価ヨー応答時間を示すが、図4 と同じ傾向が見られる。

筆者らは、旋回状態で車両にさらにどの程度のヨー運動ができる余力が残されているかを評価する目安として、次式に示すように微小操舵に起因する残存ヨーモーメントの概念を提案している。⁽²⁾

$$\begin{aligned} I_z \frac{d}{dt}(\Delta r) &= \Delta F_f a - \Delta F_r b \\ &= \frac{mab}{\ell} \left(\frac{C_f^* g}{W_f} - \frac{C_r^* g}{W_r} \times k \right) \Delta \delta_f \\ &\triangleq \Delta M_z(\ddot{y}_0) \end{aligned} \quad (64)$$

直進時の残存ヨーモーメント $\Delta M_z(0)$ で (64) 式を割って正規化すると、

$$\begin{aligned} \Delta M_z(\ddot{y}_0) / \Delta M_z(0) &= \left(\frac{C_f^* g}{W_f} - \frac{C_r^* g}{W_r} \times k \right) / \left(\frac{C_{f0}}{W_f} - \frac{C_{r0}}{W_r} \times k_0 \right) \end{aligned} \quad (65)$$

非線形 4WS と線形 4WS の正規化残存ヨーモーメントを (65) 式より求めると、図7、図8、図9 のようになる。

非線形 4WS は線形 4WS に比べて高い横加加速度まで大きな横加加速度を保持できる。

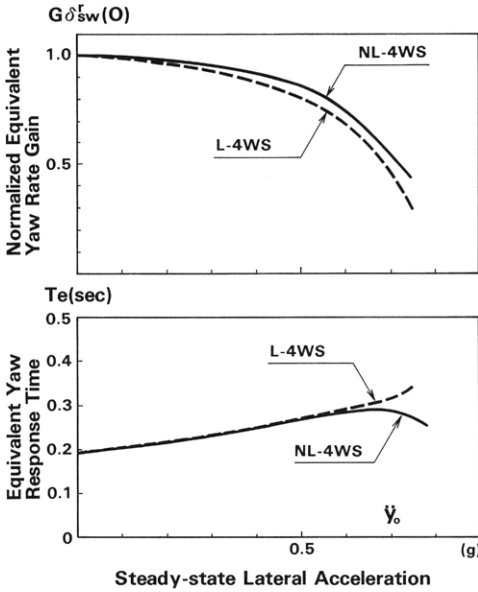


図5 定常円旋回中のヨー応答
($U_0 = 80\text{km/h}$ 、高摩擦係数路面)

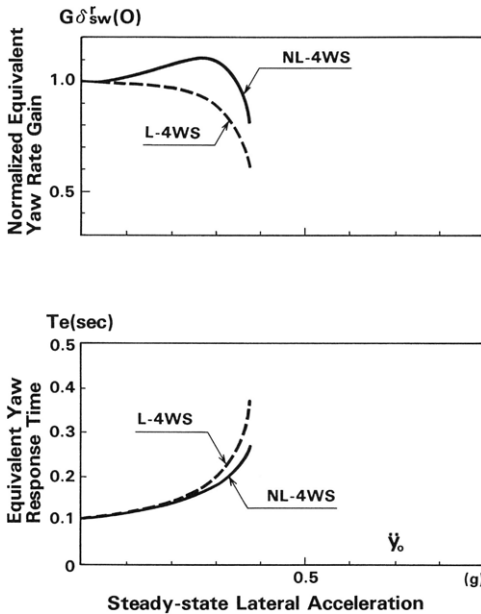


図6 定常円旋回中のヨー応答
($U_0 = 40\text{km/h}$ 、低摩擦係数路面)

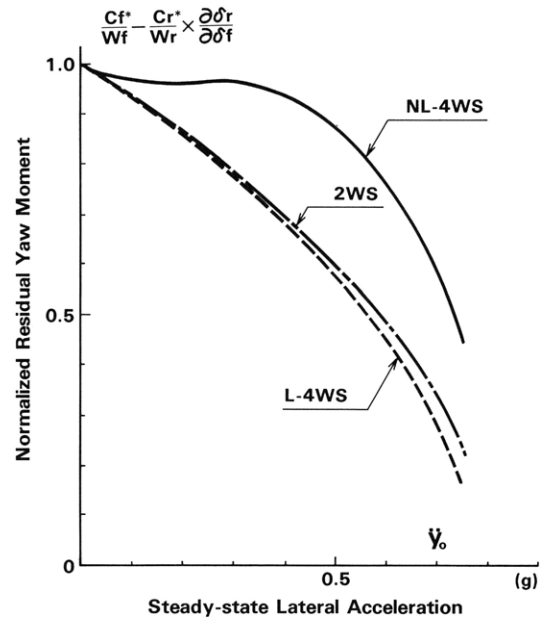


図7 定常円旋回中の残存ヨーモーメント
($U_0 = 40\text{km/h}$ 、高摩擦係数路面)

5. 結 論

以上、大きな横加速度を伴う円旋回状態での車両の操舵応答を、等価コーナリングパワを用いて準線形的に取り扱うことにより、解析的に記述する手法を提示した。この手法により、タイヤの横すべり角と接地荷重に対する横力発生特性があらかじめわかっているならば、車両の設計パラメータに応じて高い横加速度を伴う円旋回状態での等価スタビリティファクタ、等価ヨー角速度ゲイン、等価ヨー応答時間、残存ヨーモーメント等の応答パラメータが定量的に予測できることを示した。また、本解析手法を用いて、後輪を前輪の非線形な関数で転舵制御する4WSと線形な関数で制御する4WSの比較を行い、非線形4WSは線形4WSに比べて高い横加速度を伴う円旋回でも感度の高いヨー応答を保持できることが確認できた。

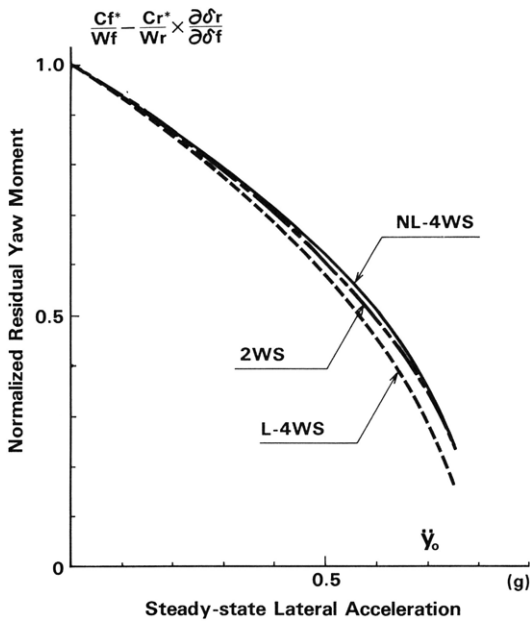


図8 定常円旋回中の残存ヨーモーメント
($U_0 = 80\text{km/h}$ 、高摩擦係数路面)

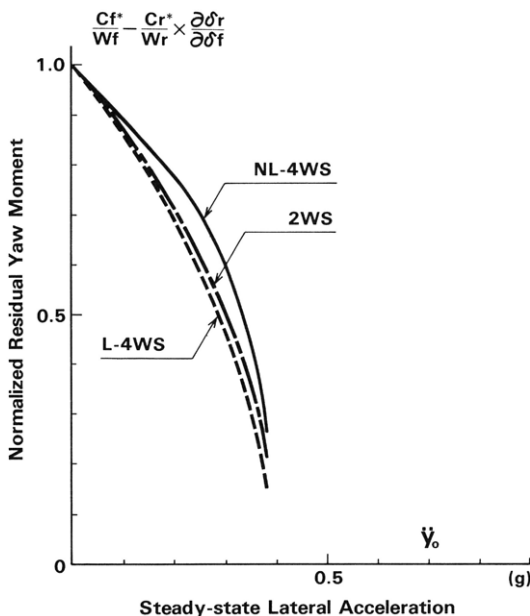


図9 定常円旋回中の残存ヨーモーメント
($U_0 = 40\text{km/h}$ 、低摩擦係数路面)

記号の説明

- δ_{sw} : ハンドル角
- δ_f, δ_r : 前後輪転舵角
- r : ヨー角速度
- $\ddot{y}$: 横加速度
- $\ddot{y}_0$: 定常横加速度
- β : 車体横すべり角
- α_f, α_r : 前後輪タイヤ横すべり角
(左右の平均)
- α_i : i 番目の車輪のタイヤ横すべり角
- F_f, F_r : 前後輪タイヤの横力 (左右和)
- F_i : i 番目の車輪のタイヤ横力
- U_0 : 前進速度
- Δx : 状態 x の定常状態からの微小増分
- C_f, C_r : 前後輪タイヤのコーナリングパワ
(左右和)
- C_f^*, C_r^* : 前後輪タイヤの旋回状態での等価
コーナリングパワ (左右和)
- C_{f0}, C_{r0} : 横加速度が零の状態での前後輪タ
イヤのコーナリングパワ
(左右和)
- C_i : i 番目の車輪の横すべり角が零の
状態でのタイヤコーナリングパワ
- e_0, e_1 : タイヤコーナリングパワの接地荷
重に対する一次と二次の感度係数

μ_f, μ_r	: 路面と前後輪タイヤ間の摩擦係数
μ_{f0}, μ_{r0}	: 横加速度が零の状態での摩擦係数
μ_i	: i 番目の車輪と路面間の摩擦係数
μ_0	: 接地荷重が零の状態での摩擦係数
f	: 摩擦係数の接地荷重に対する感度係数
W_f, W_r	: 車両の前後車軸上の等価重量
$\Delta W_f, \Delta W_r$	: 前後車軸における左右接地荷重移動
W_i	: i 番目の車輪の接地荷重
a, b	: 車体重心から前後車軸への距離
ℓ	: ホイールベース ($= a + b$)
m	: 車両の全質量
m_s	: バネ上質量
I_z	: ヨー慣性モーメント
ξ_f, ξ_r	: 前後車軸のロール剛性配分 ($\xi_f + \xi_r = 1$)
ξ'_f, ξ'_r	: ロールセンタ高も考慮した等価ロール剛性配分
h	: 重心高
h_s	: ロールセンタ軸からバネ上質量の重心までの高さ
h_{uf}, h_{ur}	: 前後車軸におけるロールセンタ高
d_f, d_r	: 前後輪のトレッド
K^*	: 等価スタビリティファクタ
K_0	: 横加速度が零の状態でのスタビリティファクタ
$G_{\delta sw}^j(s)$	: 横加速度のハンドル角に対する伝達関数
$G_{\delta sw}^j(o)$	: 定常横加速度ゲイン
$G_{\delta sw}^r(s)$	: ヨー角速度のハンドル角に対する伝達係数
$G_{\delta sw}^r(o)$	: 定常ヨー角速度ゲイン
k	: 前輪に対する後輪の転舵比
λ_1, λ_2	: 横加速度応答における進み時定数の増加率
λ_r	: ヨー角速度応答の進み時定数の増加率
T_1, T_2	: 横加速度応答における進み時定数
T_r	: ヨー角速度応答における進み時定数
ζ	: 横運動の減衰率

ω_n	: 横運動の固有振動数
Te	: 等価ヨー応答時間
g	: 重力加速度

参考文献

1. 安部正人、“大きな旋回横加速度と前後加速度を伴う車両の運動性能の解析とその前後輪アクティブ操舵車両への応用”、自動車技術会学術講演会前刷集 882103、1988.
2. 佐野彰一ほか、“舵角応動 4WS の制御原理が操舵応答に及ぼす影響”：自動車技術会論文 No.43、1989

著者



古川 修



佐野 彰一